

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日  
Date of Application: 2 0 0 2 年 1 2 月 3 日

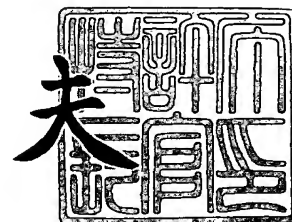
出 願 番 号  
Application Number: 特 願 2 0 0 2 - 3 5 1 0 6 1  
[ST. 10/C]: [ J P 2 0 0 2 - 3 5 1 0 6 1 ]

出 願 人  
Applicant(s): 松下電器産業株式会社

2 0 0 3 年 1 2 月 1 0 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 1 0 2 1 9 3

【書類名】 特許願

【整理番号】 2018140146

【提出日】 平成14年12月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16C 17/20

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 浅田 隆文

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 斎藤 浩昭

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 日下 圭吾

【発明者】

    【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

    【氏名】 伊藤 大輔

【特許出願人】

    【識別番号】 000005821

    【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社

【代理人】

    【識別番号】 100097445

    【弁理士】

    【氏名又は名称】 岩橋 文雄

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100103355

【弁理士】

【氏名又は名称】 坂口 智康

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100109667

【弁理士】

【氏名又は名称】 内藤 浩樹

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 011305

【納付金額】 21,000円

## 【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9809938

【書類名】 明細書

【発明の名称】 流体軸受装置及びディスク回転装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の第 1 と第 2 の動圧発生溝が設けられ、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第 3 のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第 1、第 2、第 3 の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、この第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンを外径を  $D1o$ 、内径を  $D1i$ 、折り返し部径を  $D1m$  とした時、

$D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)$ 、

及び  $D_{sy} = ((D1i^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$  の関係を満たしオイルまたはグリスの基油は 40℃の粘度が 4 センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項 2】 略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第 2、他の一方を第 1 の動圧発生溝と称したとき、第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第 2 の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第 1 の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ  $L2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ  $L1$ ）、2 組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

長さ比  $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2) = 1.02 \sim 1.60$  の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第3のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第1、第2および第3の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、オイルまたはグリスの基油は40℃の粘度が4センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項3】 略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はフランジを軸受内部に閉じ込めるように固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第2、他の一方を第1の動圧発生溝と称したとき第2の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第1の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第2の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ  $L_2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ  $L_1$ ）、2組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

長さ比  $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2) = 1.02 \sim 1.60$  の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第3の動圧発生溝のヘリングボーンパターンを外径を  $D_o$ 、内径を  $D_i$ 、折り返し部径を  $D_m$  とした時、 $D_{1m} = D_{sy} - (D_{sy} - D_{1i}) \times (0.05 \sim 1.0)$ 、及び  $D_{sys} = ((D_{1i}^2 + D_{1o}^2) / 2)^{1/2}$  の関係を満たし、第1、第2、第3の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、オイルまたはグリスの基油は40℃の粘度が4センチストークス以上であり、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定された流体軸受装置。

【請求項4】 第3の動圧発生溝の直径は  $D_{1i} = D_{1m}$  とし、即ちスパイラル状パターンである請求項1及び2及び3記載の流体軸受装置。

【請求項5】 フランジとスリーブの当接面の少なくともいずれか一方には第

4のヘリングボーン形状溝を有し、このヘリングボーンパターンの外径を $D2_o$ 、内径を $D2_i$ 、折り返し部径を $D2_m$ とした時、 $D2_m = ((D2_i^2 + D2_o^2) / 2)^{1/2}$ の関係を満たした請求項1～4に記載の流体軸受装置。

【請求項6】 請求項1から5記載の流体軸受装置のハブロータに記録再生用ディスクを同軸上に固定し回転自在に支持し、前記回転するディスク面に磁気ヘッドまたは光学ヘッドを対向して設け、この磁気ヘッドまたは光学ヘッドを前記ディスク面に平行に可動自在に構成し、信号の記録または再生を行うディスク記録装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

近年、ディスク等を用いた記録装置はそのメモリー容量が増大し、またデータの転送速度が高速化しているため、この種の記録装置に用いられるディスク回転装置は高速、高精度回転が必要となり、その回転主軸部には流体軸受装置が用いられている。本発明は、回転部に流体軸受を有する流体軸受装置及びディスク回転装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

以下、図12を参照しながら、従来の流体軸受装置の一例について説明する。図12において、31は軸であり軸受穴32Aを有するスリーブ32に回転自在にはめ合わされ、軸31はフランジ33を一体的に有し、フランジ33はベース35またはスリーブ32の凹所に収納され、スラスト板34に当接して回転可能に設けられている。軸31にはハブロータ36、ロータ磁石38、ディスク39、スペーサ40、クランパー41が固定され、ロータ磁石38に対抗するモータステータ37がベース35に取り付けられ、スリーブ32の軸受穴32Aの内周面には動圧発生溝32B、32Cが設けられ、フランジ33のスリーブ32との対抗面及び、フランジ33と、スラスト板34との対抗面には動圧発生溝33A、33Bを有し、動圧発生溝32B、32C、33A、33Bの近傍にはオイル

42が注入されている。

#### 【0003】

以上のように構成された従来の流体軸受装置について、図12を用いてその動作について説明する。図12において、まず、ステータ37に通電されると回転磁界が発生し、軸31、フランジ33、ロータ磁石38がハブロータ36、ディスク39と共に回転をはじめめる。この時動圧発生溝32B、32C、33A、33Bは浮上し非接触で回転し、ディスク39には図示しない磁気ヘッドが当接し電気信号の記録再生を行う。

#### 【0004】

##### 【特許文献1】

特開平3-163212号公報

#### 【0005】

##### 【発明が解決しようとする課題】

しかしながら上記のような構成では、次の様な問題点があった。図13にフランジ33の動圧発生溝33A、図14にはフランジ33の動圧発生溝33Bを示している。従来は動圧発生溝33A、33Bのパターン外径が、 $D1o$ 、 $D2o$ 、内径が $D1i$ 、 $D1i$ のとき、折り返しの直径 $D1m$ と $D2m$ を充分大きくとり、図中矢印EとHのポンピング圧力を大きくしている。この時、図15においてフランジ下面中央に示す部分は負圧力となり、油中混入バブルが凝集し一定の大きさの空気43Bが溜る。また図16においてスリーブ32の動圧発生溝32B、32Cは図中 $L1 > L2$ 、 $L4 > L3$ 、 $(L1 - L2) \cong (L4 - L3)$ の寸法に設計されている。しかしながらオイル42の量が減少した条件においては、図中LAに示すパターンの上端部分の $\Delta L$ の部分でオイルが無くなり、オイルの圧力は図16のようになり、図中L4下方部分は負圧力になる。この部分は油中の気泡43Aが集まって、軸受内にできた空気で覆われ、即ち油膜切れを起こして軸受が擦れるという危険性があった。

#### 【0006】

##### 【課題を解決するための手段】

上記問題点を解決するために本発明の第1の発明のディスク回転装置は、略中

央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はスリーブに固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の第1と第2の動圧発生溝が設けられ、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第3のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第1、第2、第3の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、この第3の動圧発生溝のヘリングボーンパターン外径を $D1o$ 、内径を $D1i$ 、折り返し部径を $D1m$ とした時、

$$D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times (0.05 \sim 1.0)、$$

及び $D_{sy} = ((D1i^4 + D1o^4) / 4)^{1/2}$  の関係を満たし、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方がベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定されたものである。

#### 【0007】

また、本発明の第2の発明のディスク回転装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブの軸受穴にシャフトが回転自在に挿入され、シャフトの一端側には略円盤状のフランジが固定され、フランジの片面はスリーブの端面部に当接すると共にフランジの他面はスラスト板に当接し、スラスト板はスリーブに固定されて密封され、スリーブ内周又はシャフト外周の少なくともいずれか一方には略ヘリングボーン状の二組の動圧発生溝が設けられ、密封されたスラスト板側を第2、他の一方を第1の動圧発生溝と称したとき、第2の動圧発生溝は流線方向に対称の角度と軸方向に対称長さを有し、第1の動圧発生溝は流線方向に対称角度と非対称長さの動圧発生溝を有し、第2の動圧発生溝はスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ $L2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ $L1$ ）、2組の傾斜溝から成るヘリングボーン形状の動圧発生溝であり、

長さ比 $(L1 + L2) / (2 \times L2) = 1.02 \sim 1.60$ の間であり、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方には第3のヘリングボーン状の動圧発生溝が設けられ、第1、第2、第3の動圧発生溝はオイルまたはグリスの潤滑剤で充填され、前記スリーブの外周及び軸の外周の内、いずれか一方が



ベースに固定され他方は回転自在なハブロータに固定されたものである。

#### 【0008】

本発明は上記した構成によって、スラスト軸受部とラジアル軸受部において、動圧発生溝のパターンを最適形状にして軸受内で負圧が発生しないようにすることで気泡の凝集と空気が溜まることを防止し、オイルの油膜切れが無く、軸受の信頼性が高いディスク回転装置の構成を得る。

#### 【0009】

##### 【発明の実施の形態】

以下本発明の一実施の形態における流体軸受装置及びディスク回転装置について、図1を参照しながら説明する。図1は本発明の一実施の形態におけるディスク回転装置の断面図を示している。図1において、スリーブ1は略中央に軸受穴を有しその内周面には略ヘリングボーン状の動圧発生溝1A、1Bと、凹部1Cを有している。この軸受穴には軸2が相対的に回転自在に挿入され、軸2の一端には凹部1Cに収納されたフランジ3が一体的に固定され、スラスト板4がスリーブ1にレーザ溶接、精密カシメ、接着等の締結方法により、固定され、フランジ3は凹部1C内に閉じ込められ密封される。スリーブ1と軸2といずれか一方はベースに固定され、他方はハブロータ7に固定される。図1においてはスリーブ1がベース6に固定され、軸2にハブロータ7が固定されている。フランジ3のスラスト板との間の対応面のいずれか一方には動圧発生溝が加工され、図1においては、フランジ3側に動圧発生溝3Aが加工されている。フランジ3とスリーブ1の間の対応面にも動圧発生溝が加工される場合があり、図1においてはフランジ3の上面に動圧発生溝3Bが加工される。動圧発生溝1A、2A、3A、3Bはオイルまたはグリス5で充填される。8はステータ、9はロータ磁石、10はディスク、11はクランパー、12はスペーサ、13は軸2にクランパー11を取り付けるネジである。

#### 【0010】

以上のように構成された流体軸受装置について、図1～図10を用いてその動作について説明する。図1において、まず、ステータ8に通電されると回転磁界が発生し、ロータ磁石9がハブロータ7、軸2、ディスク10、クランパー11

、スパーサ 12 と共に回転を始める。動圧発生溝 1A, 1B、3A、及び図 1 においては 3B がオイル 6 を回転力によりかき集め圧力を発生し軸受部は浮上し非接触で高精度に回転する。

#### 【0011】

図 2 はフランジ 3 がスラスト板と対応する面の動圧発生溝 3A を示している。図中溝パターンの外径を  $D1o$ 、内径を  $D1i$ 、折り返し部の径を  $D1m$  とすると、軸受面上を内周から外周に向く圧力  $H$  よりも、内周に向く圧力  $G$  が大きくなるよう設計しており、数値的に表すと

$$\text{式 1: } D1m = D_{sy} - (D_{sy} - D1i) \times Y \text{ であり、}$$

$$\text{式 2: } D_{sy} = ((D1i^2 + D1o^2) / 2)^{1/2}$$

の式において  $Y = 0.05 \sim 1.0$  の範囲になるよう設計されている。

#### 【0012】

図 3 はフランジの上面に加工された動圧発生溝 3B の図である。この場合は内周から外周に向く図中矢印  $E$  の力と外周から内周に向く  $F$  の圧力はほぼ釣り合うように設計している。この場合、

$$\text{式 3: } D2m = ((D2o^2 + D2i^2) / 2)^{1/2}$$

の関係を保つようそのパターンの寸法が設計されている。

#### 【0013】

図 4 は上記  $Y$  の値によって動圧発生溝 3A のポンプ圧力を示している。軸受の非対称性が不足すると軸受内のどこかに部分的な負圧部分ができて空気が溜まったり、反面非対称性が大きすぎると内圧が高まり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。しかしながら図示しない透明な流体軸受を製作した我々の実験により、回転中に混入するバブルや凝集する空気の状態は上記の  $Y$  の値が  $0.05 \sim 1.0$  の時が最適であり、油中に空気が最も溜まり難いことが判明した。

#### 【0014】

図 5 はフランジ 3 の部分の浮上量 ( $S1$ ) が充分小さい場合の動圧発生溝 3A, 3B の発生圧力を示している。本発明によれば、負圧が発生しないため、軸受隙間に空気が溜まることは殆ど発生しない。図 6 は浮上量 ( $S2$ ) が充分大きい

場合の動圧発生溝 3 A, 3 B の圧力を示している。この場合も軸受内部に負圧が発生しない。また、図 6 においてはフランジ 3 の上面に動圧発生溝 3 B を有しているため、この発生圧力がフランジ 3 とスリーブ 1 が衝突することを防止する。

#### 【0015】

図 7～図 9 はラジアル軸受に関する詳細な動作を示している。図 7 は軸受の隙間部の全体にオイル 5 が充満の場合を示している。動圧発生溝 1 A は軸受の開放端部に近い位置に設けられているために、上半分が長い非対称形状に設計され、オイル 5 を動圧効果で軸受に押しこみ、外部に漏れることを防止している。尚、動圧発生溝の傾斜角度は同じに設計している。図において、ラジアル軸受の非対称性が不足するとオイル漏れを起こし、非対称性が大きすぎると内圧が高まり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。一方、動圧発生溝 1 B は対称形状に設計している。図 7 においては動圧発生溝 1 A がその非対称の効果により軸受内部の圧力を高め、図のような圧力になる。この場合も軸受内部に負圧は発生せず、空気が溜まることはほとんど無い。図 8 は、軸受内のオイル 5 が減少した場合を示している。この場合も軸受内に負圧は発生しない。

#### 【0016】

図 9 は動圧発生溝 1 A の非対称性の最適範囲をしめしており、そのスラスト板側の部分が軸方向に短く（長さ  $L_2$ ）、その反対側部分が軸方向に長い（長さ  $L_1$ ）ときに、長さ比は、

$$\text{式 4: } (L_1 + L_2) / (2 \times L_2) = 1.02 \sim 1.60$$

式 4 に示すのが最適であり、空気の混入やマイクロバブルの混入がほとんど見られなく良好である。

#### 【0017】

図 10 においてオイル粘度または、グリス基油の粘度と軸受隙間へのバブルの混入率の関係を透明な軸受の観察結果から求めたものである。観察結果によれば 40℃での粘度が 4 センチストークス以上であれば気泡の混入が非常に少なくなることが明らかになった。

#### 【0018】

以上の構成を有する本発明のディスク回転装置について、図 11 を用いてその

動作を説明する。まず、モータステータ 8 に通電されると回転磁界が発生し、ロータ磁石 9 がハブロータ 7、軸 2、ディスク 10 と共に回転を始める。動圧発生溝 1 A、1 B、3 A、3 B はオイル 5 をポンピング力によりかき集め圧力を発生し軸受部は浮上し非接触で高精度に回転する。回転するディスク 10 に対して、ヘッド 15 は当接し、電気信号の記録再生を行う。ヘッド 15 はヘッド支軸 16 に支えられて回転する、14 は上蓋であり、ディスク回転装置内部にゴミが侵入しないよう密封する。

#### 【0019】

尚、図 1 において、スラスト板はスリーブに固定されているが、ベースに固定されて密封されても良い。

#### 【0020】

尚、図 2 において動圧発生溝 3 A の変形応用例としては  $D1m = D1o$  とし、ヘリングボーン形状に変わって、ヘリカル形状の動圧発生溝でも設計上件によってはほぼ同等の性能が得られる。

#### 【0021】

以上のように本実施の形態によれば、流体軸受部に空気が混入することが防止され、軸受に生じがちであった油膜切れが防止され、ディスクを高精度かつ長寿命に回転させるディスク回転装置の構成が得られる。

#### 【0022】

##### 【発明の効果】

以上のように本発明のディスク回転装置は、回転時に動圧発生溝のポンピング力により軸受内に空気が溜まらないような動圧発生溝の設計条件とオイル粘度の選定条件の組合せ効果により、軸受隙間で油膜切れが生じない高精度かつ長寿命なディスク回転装置の構成が得られる。

##### 【図面の簡単な説明】

##### 【図 1】

本発明の一実施の形態に流体軸受装置の断面図

##### 【図 2】

本発明第 3 の動圧発生溝の詳細図

【図 3】

本発明第 4 の動圧発生溝の詳細図

【図 4】

本発明第 3 の動圧発生溝の圧力適正範囲説明図

【図 5】

本発明スラスト軸受部の圧力説明図

【図 6】

本発明スラスト軸受部の圧力説明図

【図 7】

本発明第 1、第 2 の動圧発生溝の圧力説明図

【図 8】

本発明第 1、第 2 の動圧発生溝の圧力説明図

【図 9】

本発明第 1 の動圧発生溝のポンプ圧力適正範囲説明図

【図 1 0】

本発明のオイルの粘度説明図

【図 1 1】

本発明のディスク回転装置の断面図

【図 1 2】

従来流体軸受装置の断面図

【図 1 3】

従来スラスト軸受溝の説明図

【図 1 4】

従来スラスト軸受溝の説明図

【図 1 5】

従来スラスト軸受の説明図

【図 1 6】

従来流体軸受装置の圧力説明図

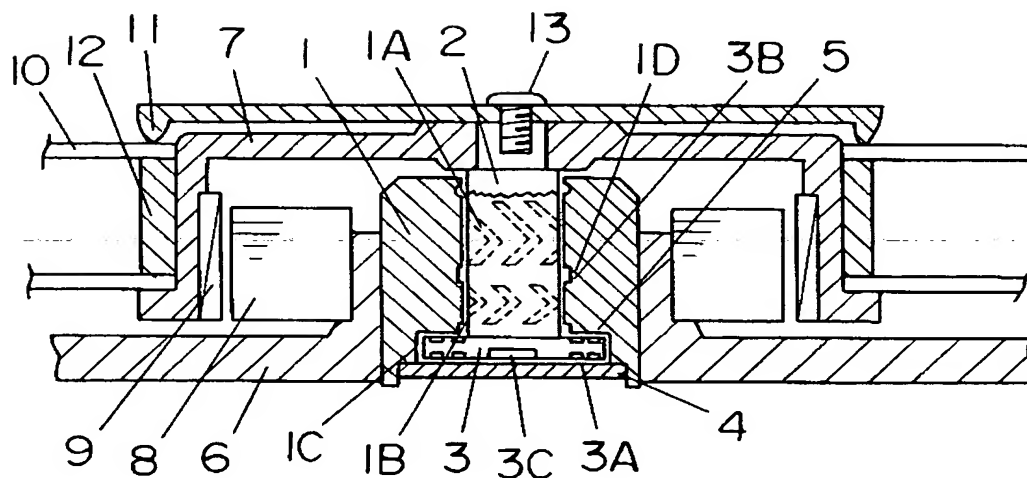
【符号の説明】

- 1     スリーブ
- 2     軸
- 2 A、2 B     動圧発生溝
- 3     フランジ
- 3 A、3 B     動圧発生溝
- 4     スラスト板
- 5     オイル
- 6     ベース
- 7     ハブロータ
- 8     ステータ
- 9     ロータ磁石
- 1 0   ディスク
- 1 1   クランパー
- 1 2   スペーサ

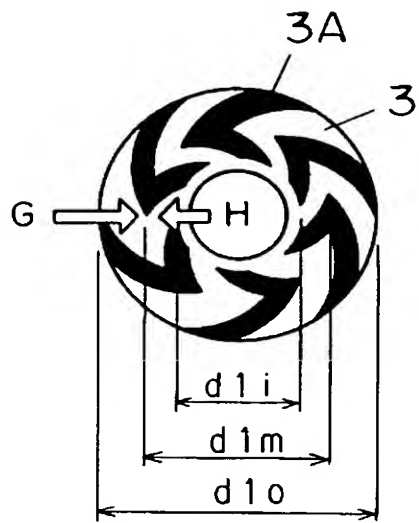
【書類名】 図面

【図 1】

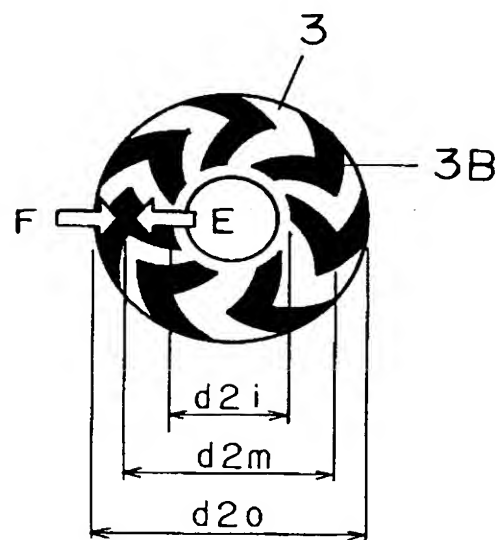
- 1 --- スリーブ
- 2 --- 軸
- 3 --- フランジ
- 4 --- スラスト板
- 5 --- オイル
- 6 --- ベース
- 7 --- ハブロータ
- 8 --- ステータ
- 9 --- ロータ磁石
- 10 --- ディスク
- 11 --- クランパー
- 12 --- スペーサ



【図 2】

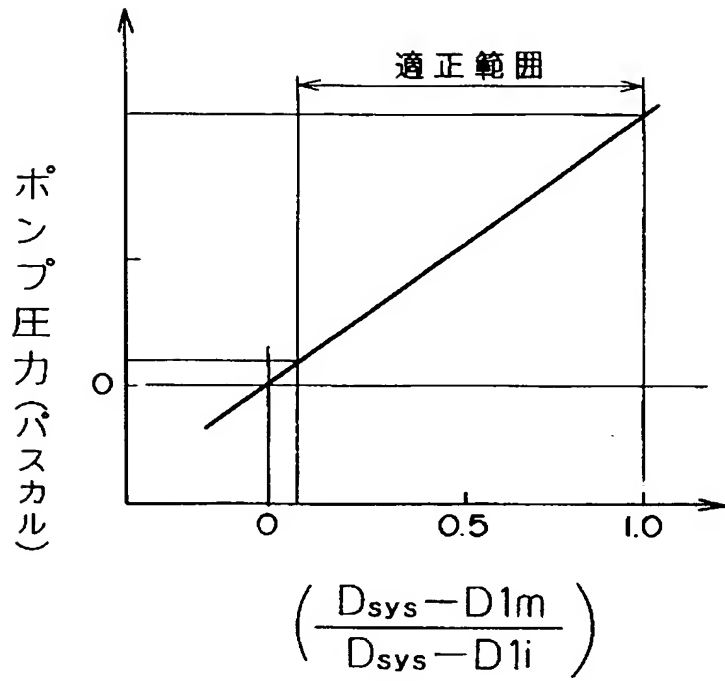


【図 3】

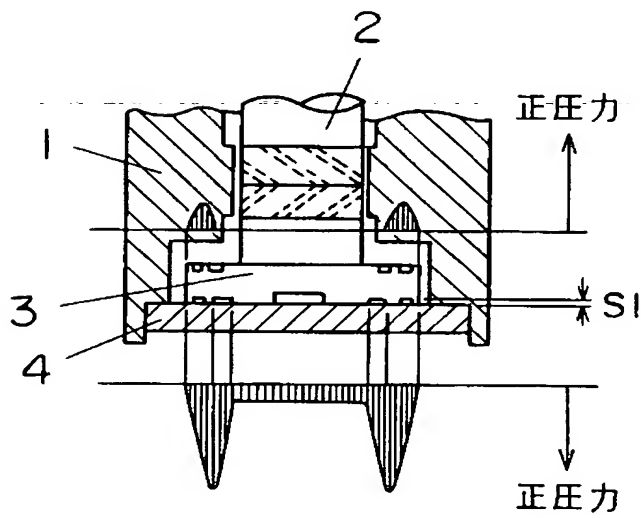




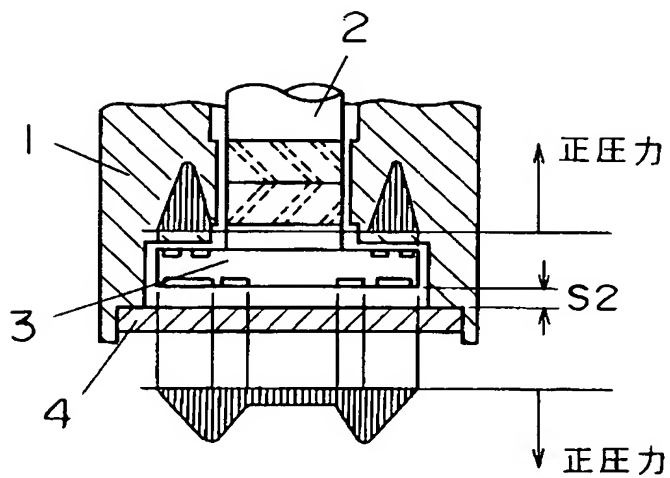
【図 4】



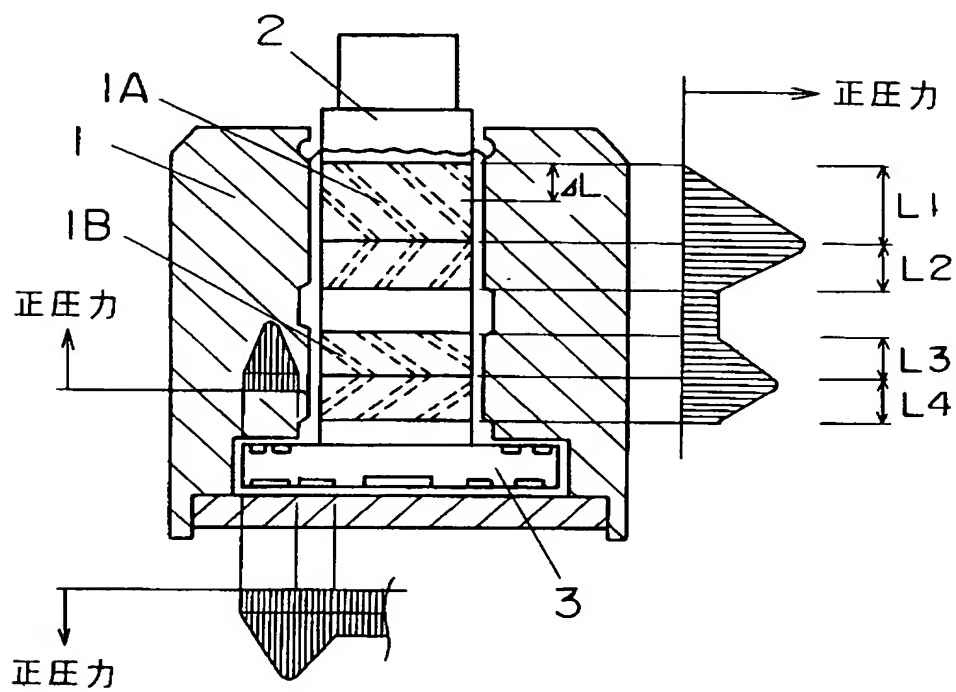
【図 5】



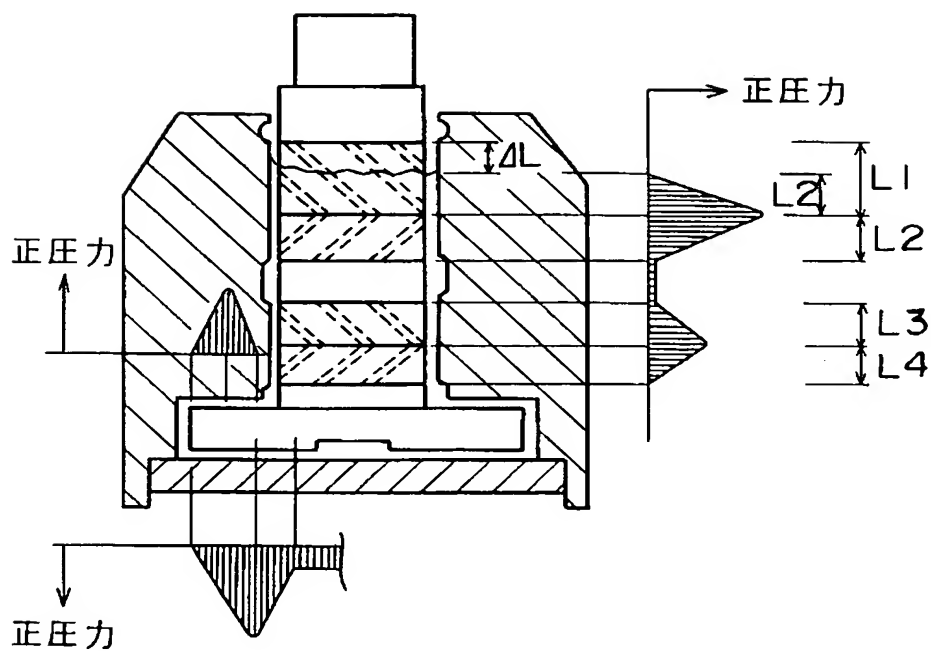
【図 6】



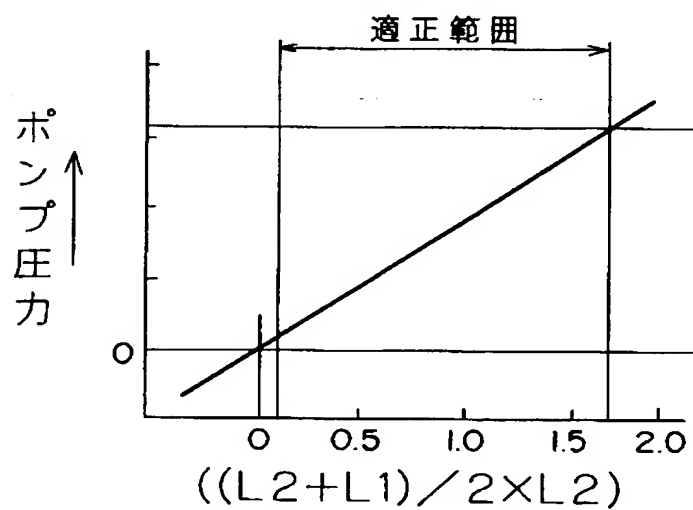
【図 7】



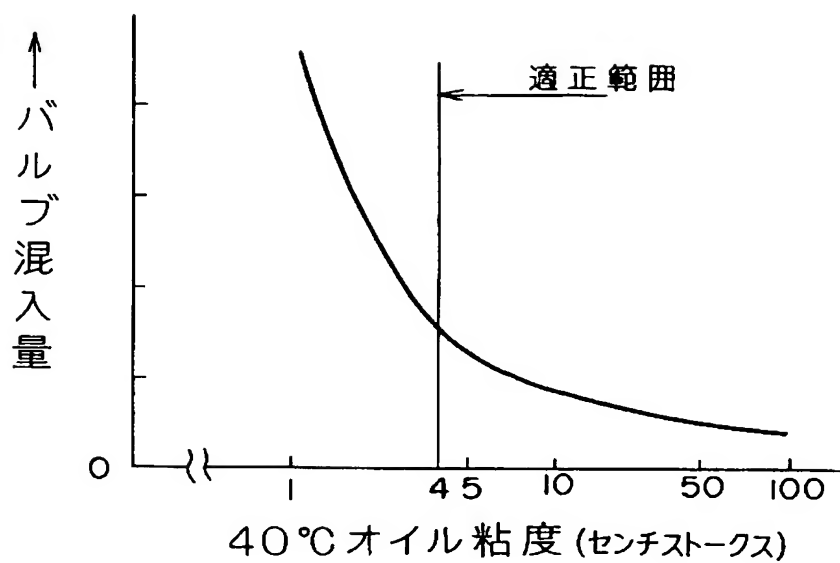
【図 8】



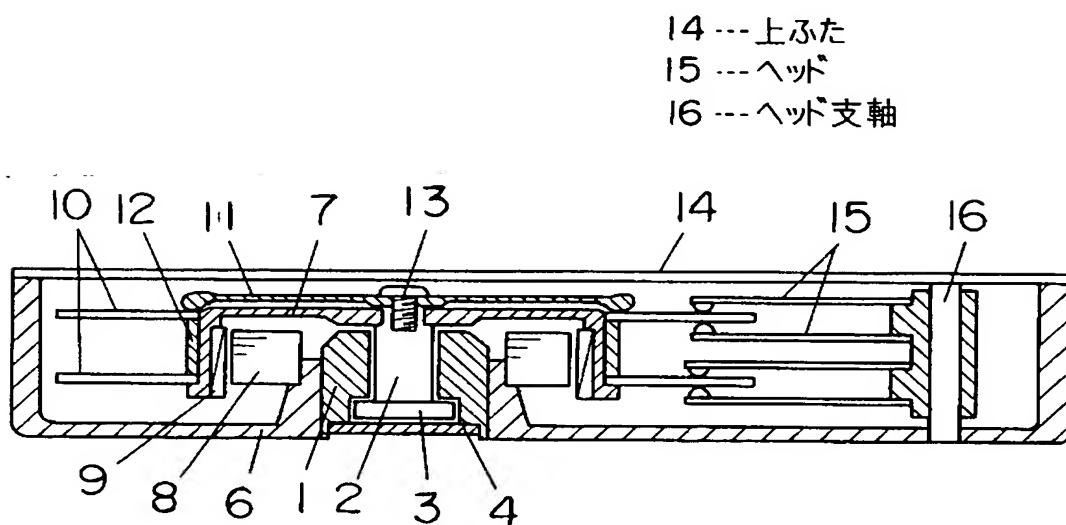
【図 9】



【図 10】

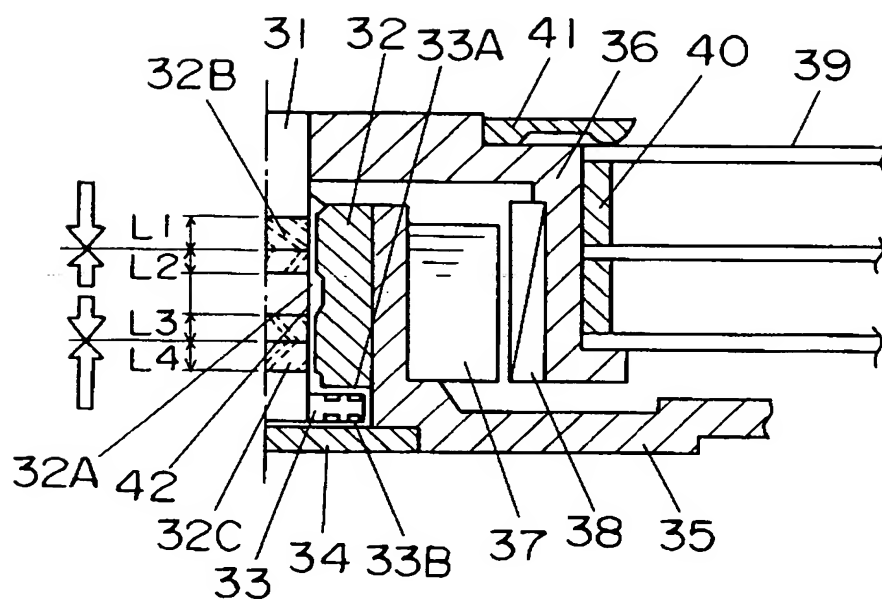


【図 11】

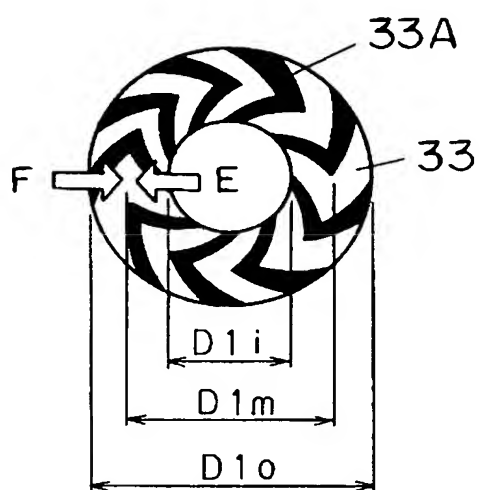


【図 12】

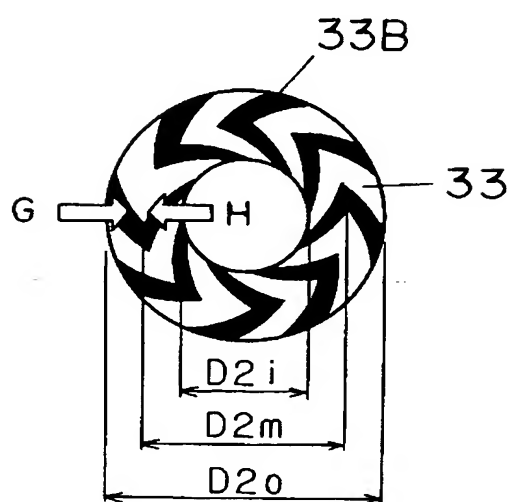
- 31 --- 軸
- 32 --- スリーブ
- 33 --- フランジ
- 34 --- スラスト板
- 35 --- ベース
- 36 --- ハブロータ
- 37 --- ステータ
- 38 --- ロータ磁石
- 39 --- ディスク
- 40 --- スペーサ
- 41 --- クランパー
- 42 --- オイル



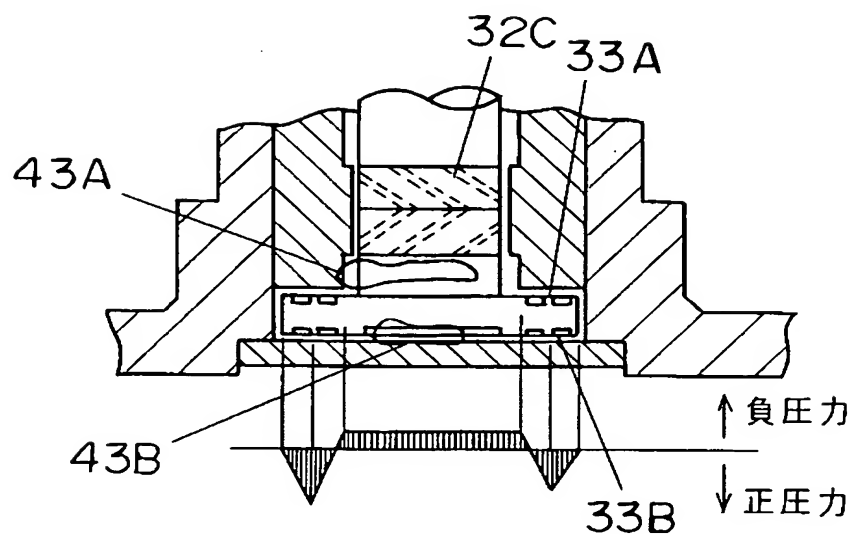
【図 13】



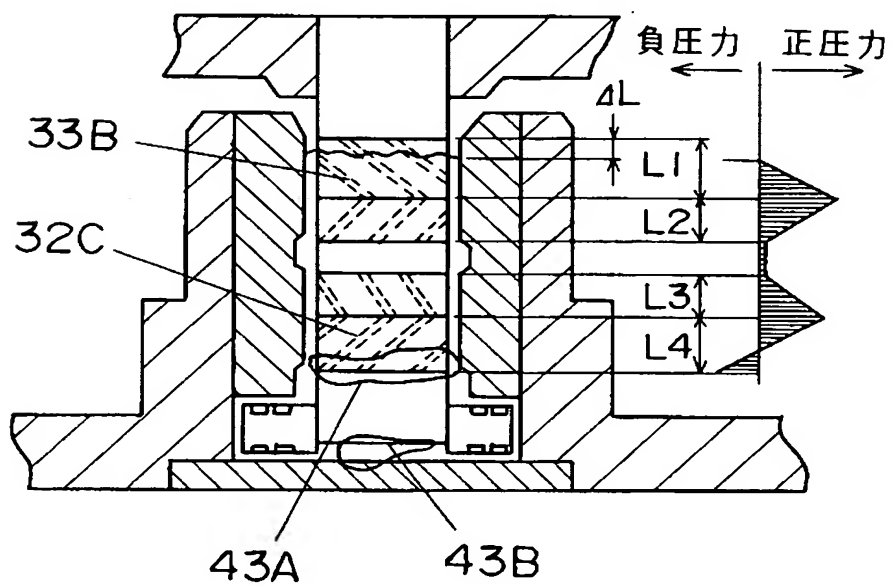
【図 14】



【図 15】



【図 16】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 軸受隙間で油膜切れが生じない高精度かつ長寿命な流体軸受装置及びディスク回転装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 フランジ 3 とスラスト板 4 の当接面の少なくともいずれか一方に設けられた第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターン 3 A, 3 B の外径を  $D_{1o}$ 、内径を  $D_{1i}$ 、折り返し部径を  $D_{1m}$  とした時、  
 $D_{1m} = D_{sy} - (D_{sy} - D_{1i}) \times (0.05 \sim 1.0)$ 、  
及び  $D_{sy} = ((D_{1i}^2 + D_{1o}^2) / 2)^{1/2}$  の関係を満たしオイルまたはグリスの基油は 40℃ の粘度が 4 センチストークス以上であり、スリーブ 1 の外周及び軸 2 の外周のいずれか一方をベース 6 に固定し、他方をハブロータ 7 に固定することにより油膜切れが生じない高精度かつ長寿命な流体軸受装置を得る。

【選択図】 図 2



特願 2 0 0 2 - 3 5 1 0 6 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 5 8 2 1 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 8 日

[変更理由]

新規登録

住 所

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地

氏 名

松下電器産業株式会社